

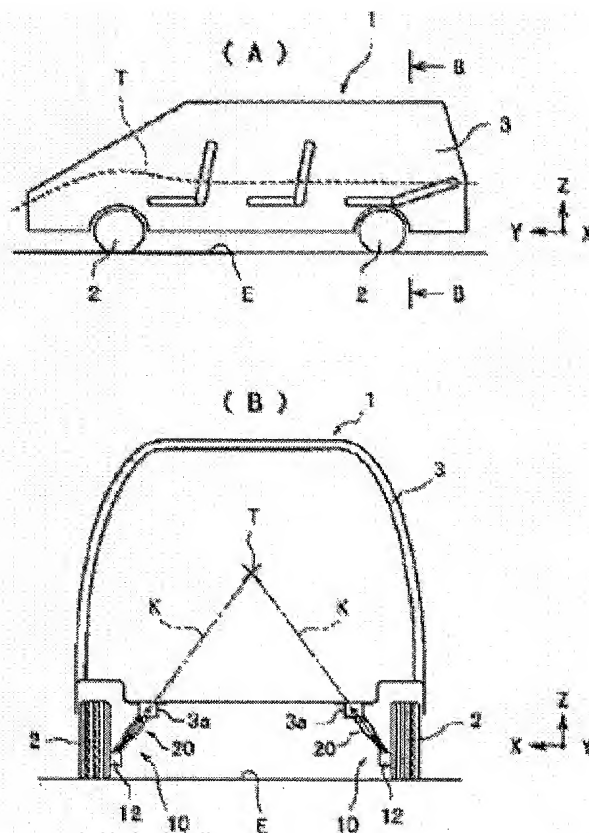
SUSPENSION DEVICE

Patent number: JP2002264624
Publication date: 2002-09-18
Inventor: TANIMOTO RYUICHI; YOKOTA YUJI; NIKAIDO TAKAHIRO
Applicant: TOYOTA AUTO BODY CO LTD
Classification:
 - international: **B60G13/06; B60G9/04; B60G13/00; B60G9/00;** (IPC1-7): B60G9/04; B60G13/06
 - european:
Application number: JP20010071211 20010313
Priority number(s): JP20010071211 20010313

Report a data error here

Abstract of JP2002264624

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress vibrations caused by the torsion of a body.
SOLUTION: This suspension device is characterized in that right and left shock absorbers 20 are tilted so that the axes K of the right and left shock absorbers cross each other at or near the center T of torsion of the vehicle body 3 on the cross section of the vehicle body 3. The distance between the axis K of each shock absorber 20 and the center T of torsion of the body 3 assumes a zero or small value. Moment about the center T of torsion caused by forces applied to the body 3 from right and left wheels 2 via the shock absorbers 20 assumes a zero or very small value and the body 3 resists torsion.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-264624

(P2002-264624A)

(43) 公開日 平成14年9月18日 (2002.9.18)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

デマコト* (参考)

B 6 0 G 13/06

B 6 0 G 13/06

3 D 0 0 1

// B 6 0 G 9/04

9/04

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2001-71211(P2001-71211)

(22) 出願日 平成13年3月13日 (2001.3.13)

(71) 出願人 000110321

トヨタ車体株式会社

愛知県刈谷市一里山町金山100番地

(72) 発明者 谷本 隆一

愛知県刈谷市一里山町金山100番地 トヨタ車体株式会社内

(72) 発明者 横田 雄士

愛知県刈谷市一里山町金山100番地 トヨタ車体株式会社内

(74) 代理人 100064344

弁理士 岡田 英彦 (外3名)

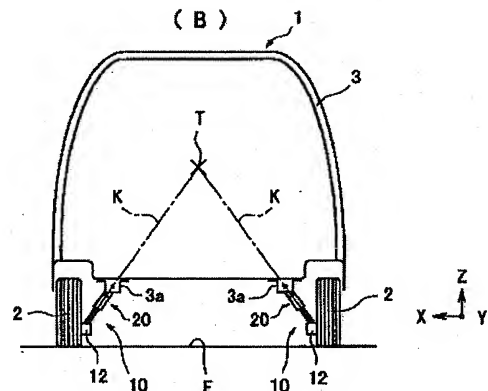
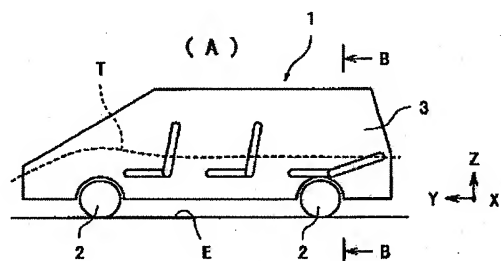
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 サスペンション装置

(57) 【要約】

【課題】 ボディの振じれに起因した振動を抑制する。

【解決手段】 本発明に係るサスペンション装置は、左右のショックアブソーバの中心軸線Kが、車両のボディ3の横断面におけるボディ3の振じれ中心Tもしくはその近傍で交差するように、左右のショックアブソーバ20が傾斜して配設されていることを特徴とする。このため、ショックアブソーバ20の中心軸線Kとボディ3の振じれ中心T間の距離が零あるいは小さな値となる。したがって、左右の車輪2から前記ショックアブソーバ20を介してボディ3に加わる力による振じれ中心T回りのモーメントが零あるいは非常に小さな値となり、ボディ3が振じれ難くなる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 左右のショックアブソーバの中心軸線が、車両のボディの横断面におけるボディの振じれ中心もしくはその近傍で交差するように、左右のショックアブソーバが傾斜して配設されていることを特徴とするサスペンション装置。

【請求項2】 請求項1記載のサスペンション装置であって、

左右のショックアブソーバの中心軸線の、各ショックアブソーバの下端支持部と前記ボディの振じれ中心とを結ぶ直線に対する傾斜角度は、それぞれ $\pm 15^\circ$ 以下とされていることを特徴とするサスペンション装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両のボディを支え、路面からの振動や衝撃を緩和して乗り心地の向上を図るサスペンション装置に関する。

【0002】

【従来の技術】図10にワンボックス車の模式縦断面図(A図)と、一般的なリヤサスペンション装置の模式側面図(B図)、図11にそのワンボックス車の模式横断面図を示す。リヤサスペンション装置50は、車輪2が取付けられるサスペンションアーム52を備えている。サスペンションアーム52は、前端側が連結部材52cによって車両1のボディ3に上下回動可能な状態で連結されており、後端側がショックアブソーバ54を介してボディ3に連結されている。ショックアブソーバ54は一般的に、図11(A)に示すように、車両1の横断面において直立した状態で設置されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記したようにショックアブソーバ54が直立状態で設置されると、路面Eから車輪2に加わる力Fはショックアブソーバ54を介して上下方向からボディ3に加わる。このため、例えば車両1が悪路等を走行する際に左右の車輪2における上下運動の位相が反転し、左右のショックアブソーバ54からボディ3に対して逆向きの力Fが瞬間的に加わると、図11(B)に示すように、ボディ3の振じれ中心(回転中心)Tの回りにモーメント $F \times L$ が発生する。ここで、Lは、ショックアブソーバ54の中心軸線Kと、ボディ3の後部の振じれ中心Tとの間の距離である。

【0004】ワンボックス車1は一般的にボディ3の背面にバックドアによって開閉される開口を有するため、ボディ3の後部の剛性が前部の剛性と比較して低い。このため、ボディ3の後部の振じれ中心T回りのモーメント $F \times L$ が大きくなると、このモーメントによりボディ3の後部が振じれ、さらにそのボディ3が復元することで発生する振動が共振し、乗り心地が悪くなる。なお、図10(A)の点線Tはボディ3の前後方向における振じれ中心を表している。

【0005】上記問題点を解決するために、ボディ3の後部が振じれないように補強材等でボディ3の後部の剛性を高めることも考えられるが、この方法によると大幅なコスト高になるとともに、質量も増加するため現実的ではない。本発明は、上記問題点に鑑みなされたものであり、ボディの振じれ中心回りのモーメントを低減させて、ボディの振じれ振動を抑制することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記した課題は、各請求項の発明によって解決される。請求項1の発明は、左右のショックアブソーバの中心軸線が、車両のボディの横断面におけるボディの振じれ中心もしくはその近傍で交差するように、左右のショックアブソーバが傾斜して配設されていることを特徴とする。

【0007】本発明によると、ショックアブソーバの中心軸線とボディの振じれ中心間の距離が零あるいは小さな値となる。これによって、左右の車輪から前記ショックアブソーバを介してボディに加わる力による振じれ中心回りのモーメントが零あるいは非常に小さな値となる。したがって、左右のショックアブソーバからボディに加わる力によって前記ボディが振じれ難くなり、そのボディの振じれに起因した振動を抑制することができる。

【0008】ここで、請求項2のように、左右のショックアブソーバの中心軸線の、各ショックアブソーバの下端支持部と前記ボディの振じれ中心とを結ぶ直線に対する傾斜角度は、それぞれ $\pm 15^\circ$ 以下に設定するのが好ましい。

【0009】

【発明の実施の形態】(実施形態1)以下、図1～図9に基づいて本発明の実施形態1に係るサスペンション装置の説明を行う。本実施形態は、ワンボックス車のリヤサスペンション装置に本発明を適用したものであり、図1(A)はワンボックス車(以下、車両という)の模式縦断面図、図1(B)はワンボックス車の模式横断面図、図2はリヤサスペンション装置の全体斜視図、図3～図6はリヤサスペンション装置におけるショックアブソーバの取付け詳細図である。なお、車両の幅方向をX方向、前後方向をY方向、及び高さ方向をZ方向として以下の説明を行う。

【0010】リヤサスペンション装置10は、図2に示すように、車輪2を回転自在に支持する車輪支持体12hと、その車輪支持体12hが取付けられるサスペンションアーム12と、左右のサスペンションアーム12を繋ぐトーションビーム14とを備えている。なお、図2では、車輪2が省略されている。

【0011】左右のサスペンションアーム12とトーションビーム14との接続部分にはコイルスプリング15を下方から支えるバネ受け15uがほぼ水平に固定されている。コイルスプリング15は、サスペンションアーム

ム12等とボディ3との間で衝撃を吸収する部材であり、図4～図6等に示すように、その上端15rがボディ3の下端に連結されている。ここで、図4はリヤサスペンション装置10の右車輪2の部分を表す背面図、図5は同じく平面図、図6は同じく側面図(図4のVI-VI矢視図)を表している。

【0012】サスペンションアーム12の前端部には、図2、図6に示すように、連結部材12cが設けられており、それらの連結部材12cを介してサスペンションアーム12及びトーションビーム14がボディ3に上下10 回動可能な状態で連結されている。また、サスペンションアーム12の後端部には、図4に示すように、アブソバピン16がX方向に通されており、そのアブソバピン16の係止部16kがサスペンションアーム12の外側面12eから車両外方に所定寸法だけ突出している。そして、その係止部16kにショックアブソバ20の下端連結部22が連結されている。

【0013】ショックアブソバ20は、コイルスプリング15とともに路面からの振動を減衰させる部材であり、ボディ3とサスペンションアーム12との間に設置20 される。ショックアブソバ20は上下に連結部22、24を備えており、前述のように下端連結部22がサスペンションアーム12の係止部16kに連結され、上端連結部24がボディ3のアブソバ受け部3aに連結される。

【0014】ショックアブソバ20は、その中心軸線Kが、図6に示すように、車両1の縦断面において鉛直線に対して角度 α だけ後方に傾斜している。また、ショックアブソバ20はその中心軸線Kが、図4に示すように、車両1の横断面において鉛直線に対して角度 θ だけ20 車輪1の幅方向内側に傾斜している。

【0015】そして、左右のショックアブソバ20におけるそれぞれの中心軸線Kが車両1の横断面においてボディ3の振じれ中心位置Tあるいはその近傍上下位置で交差している(図3、図4参照)。なお、図4は、それぞれの中心軸線Kがボディ3の振じれ中心位置Tにおいて交差している状態を表している。即ち、前記角度 θ は、左右のショックアブソバ20におけるそれぞれの中心軸線Kがボディ3の振じれ中心位置Tあるいはその近傍上下位置で交差するように設定される。以後、角度40 θ をショックアブソバ20の取付け角度と呼ぶ。

【0016】次に、ボディ3の振じれ及び振じれ中心Tについて説明する。ボディ3の振じれは、車両1が悪路等を走行するときに車輪2の上下運動の位相が左右で反転するときに発生する。車輪2の上下運動はサスペンション装置で減衰されてボディ3に伝わる。このとき、サスペンション装置からボディ3に伝わる力(入力)は一般的にショックアブソバ20からの入力Fが支配的である。このため、左右のショックアブソバ20における中心軸線Kをボディ3の後部の振じれ中心Tで交差さ50

せるようにすれば、図3に示すように、入力Fによる振じれ中心T回りのモーメントが零になり、ボディ3に対してそのボディ3の後部を捻じめるような力が働かなくなる。

【0017】前述のように、ワンボックス車1のボディ3は運転席等がある前部と比較して後部の剛性が低いいため、ボディ3の振じれは主として後部において問題になる。このため、本実施形態に係る車両1では、リヤサスペンション装置10の左右のショックアブソバ20の中心軸線Kをボディ3の後部の振じれ中心Tで交差させるようにしている。なお、前部と後部とでボディ3の形状及び重心等が異なるため、図1(A)に示すように、ボディ3の振じれ中心Tは前後において相違する。しかし、振じれが発生し易いボディ3の後部では、振じれ中心Tはボディ3の前後方向においてほぼ一定である。

【0018】次に、図7に基づいて、ボディ3の振じれ中心Tを求める方法について説明する。図7(A)、

(B)は、ボディ3の後部横断面図であり、ボディ3の側壁部と天井部とは省略されている。ボディ3の振じれ中心Tは、ボディ3の剛性や重心等に関係するため、そのボディ3に内装部品が組付けられていない状態(半完成車)と、ボディ3に内装部品(シート8等)が組付けられている状態(完成車)とで異なる。このため、ボディ3の振じれ中心Tは完成車の状態で求める。

【0019】まず、ショックアブソバ20が連結されるボディ3のアブソバ受け部3aに振動加速度センサ9a、9bが固定される(図7(C)参照)。振動加速度センサ9a、9bは、上下方向振動加速度を測定する第一振動加速度センサ9aと、水平方向振動加速度を測定する第二振動加速度センサ9bとが使用され、その第一振動加速度センサ9aがアブソバ受け部3aの下面に、また第二振動加速度センサ9bがアブソバ受け部3aの側面に固定される。アブソバ受け部3aに振動加速度センサ9a、9bがセットされると、アブソバ受け部3aに対して下方からハンマー等により一定の力Fの打撃が加えられる(図7(A)参照)。そして、このときのアブソバ受け部3aの振動加速度が第一振動加速度センサ9a及び第二振動加速度センサ9bにより測定される。

【0020】ハンマーによる打撃で、ボディ3は振じれ中心Tの回りを右回りに回動し、さらにその振じれ中心Tの回りを左回りに復元しようとするため、そのボディ3のアブソバ受け部3aは振じれ中心Tを中心とする円Rの接線方向に振動する。アブソバ受け部3aの振動の大きさとその方向は、第一振動加速度センサ9aの測定値と第二振動加速度センサ9bの測定値とをベクトル的に合成すれば求められる。アブソバ受け部3aは左右対称であるから、左右のアブソバ受け部3aから振動方向Sに対して直角な仮想直線Jを引けば、各々の仮想直線Jの交点がボディ3の振じれ中心Tとなる。

【0021】次に、図7(B)に示すように、アブソーバ受け部3aに対して側方からハンマー等による打撃が加えられ、このときのアブソーバ受け部3aの振動加速度が第一振動加速度センサ9a及び第二振動加速度センサ9bにより測定される。ハンマーによる打撃でボディ3は振じれ中心Tの回りを左回りに回動し、さらにその振じれ中心Tの回りを右回りに復元しようとするため、ボディ3のアブソーバ受け部3aは同じく振じれ中心Tを中心とする円Rの接線方向に振動する。したがって、第一振動加速度センサ9aの測定値と第二振動加速度センサ9bの測定値とからアブソーバ受け部3aの振動方向 S_r を求め、左右のアブソーバ受け部3aから振動方向 S_r に対して直角な仮想直線Jを引けば、各々の仮想直線Jの交点がボディ3の振じれ中心Tとなる。このような方法で、ボディ3の振じれ中心Tを複数回求めることにより、振じれ中心Tの測定精度が向上する。

【0022】次に、図8、図9に基づいて、特定車種の車両1につき加振実験を行った結果を説明する。加振実験は、ショックアブソーバ20が存在しない状態で、ボディ3の左側のアブソーバ受け部3aに対し、角度 θ を変えながら単位加振力Fを加え、このときの後部シート8の左右方向の振動加速度レベルGを測定することにより行った。ここで、ショックアブソーバ20の上端連結部24をボディ3の左側のアブソーバ受け部3aに連結し、そのショックアブソーバ20を介してアブソーバ受け部3aに単位加振力Fを加えた場合も、ショックアブソーバ20が存在しない状態でアブソーバ受け部3aに対し、ショックアブソーバ20と同方向から単位加振力Fを加えた場合も振動加速度レベルGは結果的に等しい。このため、単位加振力Fが加えられる角度 θ （鉛直線を基準にした角度）をショックアブソーバ20の取付け角度 θ とみなすことができる。

【0023】また、後部シート8の左右方向の振動はボディ3の振じれに起因した振動とほぼ比例するため、後部シート8の左右方向の振動加速度レベルGを測定することで、ボディ3の振じれに起因した振動レベルを間接的に測定することができる。なお、後部シート8の左右方向の振動加速度レベルGは、後部シート8のシートバック8bの上端に装着された第三振動加速度センサ9c（図8参照）によって測定される。

【0024】図8は、単位加振力F（1Kgf）で加振したときの、後部シート8の共振周波数である18Hzにおける単位加振力Fが加えられる角度 θ （ショックアブソーバ20の取付け角度 θ ）と後部シート8の左右方向の振動加速度レベルGとの関係を表すグラフである。図8における縦軸は、後部シート8の左右方向の振動加速度レベルG（単位はdB）、横軸は単位加振力Fが加えられる角度 θ （deg）を表している。

【0025】角度 $\theta=0$ の方向から単位加振力Fが加えられた状態、即ち、ショックアブソーバ20が直立状態

では後部シート8の左右方向の振動加速度レベルG（以下、振動加速度レベルGという）は41dBとなる。角度 θ が正方向に増加してショックアブソーバ20がボディ3の内側方向に傾斜すると、角度 θ の増加に伴って振動加速度レベルGは減少する。例えば、角度 $\theta=22.5^\circ$ で、振動加速度レベルは37dBとなる。そして、角度 $\theta=52.5^\circ$ のとき、即ち、ショックアブソーバ20の中心軸線Kがボディ3の振じれ中心T上に位置する角度となったときに、振動加速度レベルGがほぼ0dBに近づく（詳しくは、図9参照）。

【0026】角度 θ が $\theta=52.5^\circ$ からさらに増加すると、角度 θ の増加に伴って振動加速度レベルGは増加する。そして、角度 θ が 90° となったとき、即ち、ショックアブソーバ20が水平の状態（実際には有り得ない）で、振動加速度レベルGは39dBとなる。また、ショックアブソーバ20が直立の状態（角度 $\theta=0$ の状態）から角度 θ が負方向に増加してショックアブソーバ20がボディ3の外側方向に傾斜すると、角度 θ の増加に伴って振動加速度レベルGは増加する。なお、ショックアブソーバ20が負方向に角度 15° 以上傾斜することは実際には有り得ないため、この範囲におけるデータの説明は省略する。

【0027】上記したように、ショックアブソーバ20がボディ3の振じれ中心Tを指向する角度、即ち、ショックアブソーバ20の中心軸線Kがボディ3の振じれ中心T上に位置する角度（ $\theta=52.5^\circ$ ）に近づくにつれて振動加速度レベルGが減少するため、ショックアブソーバ20の取付け角度 θ を 52.5° あるいはそれに近い値に設定すれば、ボディ3の振じれに起因した振動を大幅に低減することができる。図8のグラフにより、ショックアブソーバ20の取付け角度 θ は、振動加速度レベルGが28dB以下になる $\theta=52.5^\circ \pm 15^\circ$ の範囲内に設定するのが好ましい。

【0028】ここで、図8における実験値（■参照）を結ぶことにより得られた曲線Wは、 $G=G_1 \cos \theta + G_2 \sin \theta$ で近似される。ここで、 G_1 は、角度 $\theta=0$ のときの振動加速度レベル（41dB）であり、 G_2 は、角度 $\theta=90^\circ$ のときの振動加速度レベル（39dB）である。

【0029】図9は、ボディ3のアブソーバ受け部3aを単位加振力Fで加振したときの振動周波数fとシート左右方向振動加速度レベルGとの関係を表すグラフである。図9において、 G_1 は、角度 $\theta=0$ に設定された場合（ショックアブソーバ20が直立状態）のグラフであり、 G_0 は、角度 $\theta=52.5^\circ$ に設定された場合（ショックアブソーバ20がボディ3の振じれ中心Tを指向した状態）のグラフである。このグラフから明らかなように、 G_1 ではピークに達していたシート共振周波数である18Hz付近の振動加速度レベルGが、 G_0 では大幅に低減されている。

【0030】ここで、車両の種類が異なればボディ3の

10

20

30

40

50

振じれ中心Tも変わるため、ボディ3の振動が最小となるショックアブソーバ20の取付け角度 θ も変化する。しかし、車両の種類如何に関わらず、ショックアブソーバ20がボディ3の振じれ中心Tを指向する角度 θ で設置されているときに、そのボディ3の振動が最小になることは疑いない。したがって、ショックアブソーバ20がボディ3の振じれ中心Tを指向する角度 θ が θT であるときに、 $\theta T \pm 15^\circ$ の範囲内でショックアブソーバ20を設置すれば、前記振動を大幅に低減させることができる。

【0031】上記したように、本実施形態に係るサスペンション装置10によると、ショックアブソーバ20の中心軸線Kとボディ3の振じれ中心T間の距離が零あるいは小さな値となるため、左右の車輪2から左右のショックアブソーバ20を介してボディ3に加わる力Fによる振じれ中心T回りのモーメントが零あるいは非常に小さな値となる。したがって、左右の車輪2からボディ3に加わる力Fによってボディ3が振じれ難くなり、そのボディ3の振じれに起因した振動を抑制することができる。このため、ボディ3の補強等が不要になる。

【0032】また、ショックアブソーバ20における下端連結部22は、車輪2を支持するサスペンションアーム12の係止部16kに連結されており、その係止部16kはサスペンションアーム12の外側面12eから車両外側に突出して形成されている。即ち、ショックアブソーバ20における下端連結部22は車輪2とサスペンションアーム12間に配置されている。このため、車輪2と反対側のサスペンションアーム12の内側面にショックアブソーバ20の下端連結部22を配置する一般的なサスペンション構造と比較して、ショックアブソーバ20の傾斜可能範囲を広くとれる。

【0033】なお、本実施形態では、ワンボックス車のリヤサスペンション装置に本発明を適用する例を示したが、ワンボックス車以外の車両のリヤサスペンション装置に本発明を適用することも可能である。また、コイルスプリング15とショックアブソーバ20とが離れた位置に設置されたサスペンション装置10を例に説明を行ったが、ショックアブソーバ20の周囲にコイルスプリング15を配置する構造のサスペンション装置であっても本発明を適用することは可能である。

【0034】

【発明の効果】本発明によると、左右の車輪からショックアブソーバを介してボディに加わる力による振じれ中*

* 心回りのモーメントが零あるいは非常に小さな値となるため、左右のショックアブソーバからボディに加わる力によってそのボディが振じれ難くなり、前記ボディの振じれに起因した振動を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態1に係るリヤサスペンション装置を装着した車両の模式縦断面図(A図)及びその車両の模式横断面図(B図)である。

10 【図2】本発明の実施形態1に係るリヤサスペンション装置の全体斜視図である。

【図3】リヤサスペンション装置におけるショックアブソーバの取付け模式図である。

【図4】リヤサスペンション装置の右車輪の部分を表す背面図である。

【図5】リヤサスペンション装置の右車輪の部分を表す平面図である。

【図6】リヤサスペンション装置の右車輪の部分を表す側面図(図4のVI-VI矢視図)である。

20 【図7】ボディの振じれ中心を求める方法を表す模式図(A図、B図)及び振動加速度センサの取付け状態を表す側面図(C図)である。

【図8】単位加振力Fで加振したときの振動周波数18Hzにおける単位加振力Fが加えられる角度 θ とシート左右方向振動加速度レベルGとの関係を表すグラフである。

【図9】単位加振力Fで加振したときの振動周波数fとシート左右方向振動加速度レベルG1、G0との関係を表すグラフである。

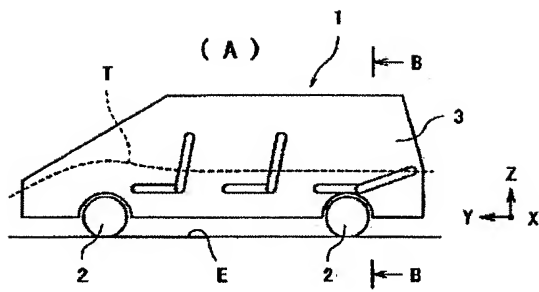
30 【図10】従来のリヤサスペンション装置を装着した車両の模式縦断面図(A図)及びそのリヤサスペンション装置の模式側面図(B図)である。

【図11】従来のリヤサスペンション装置を装着した車両の模式横断面図(A図)及びボディが振じれる様子を表す図面(B図)である。

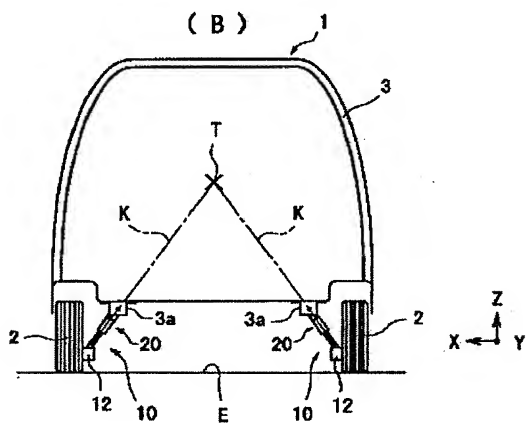
【符号の説明】

T	ボディの振じれ中心
K	中心軸線
2	車輪
3	ボディ
12	サスペンションアーム
20	ショックアブソーバ
22	下端連結部
24	上端連結部

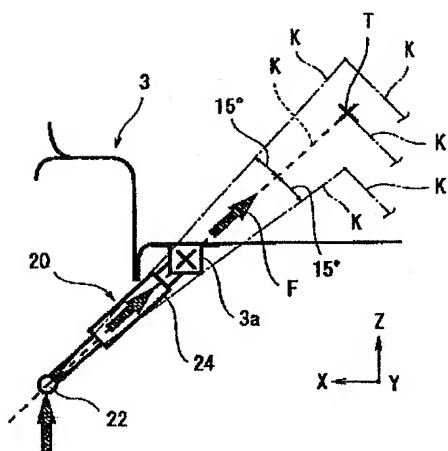
【図1】



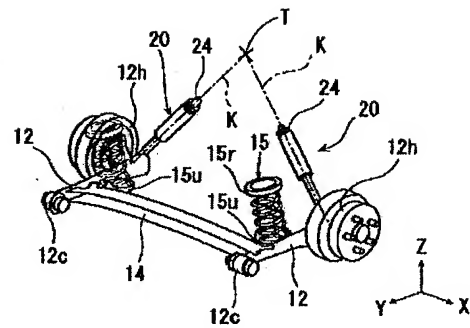
【図1】



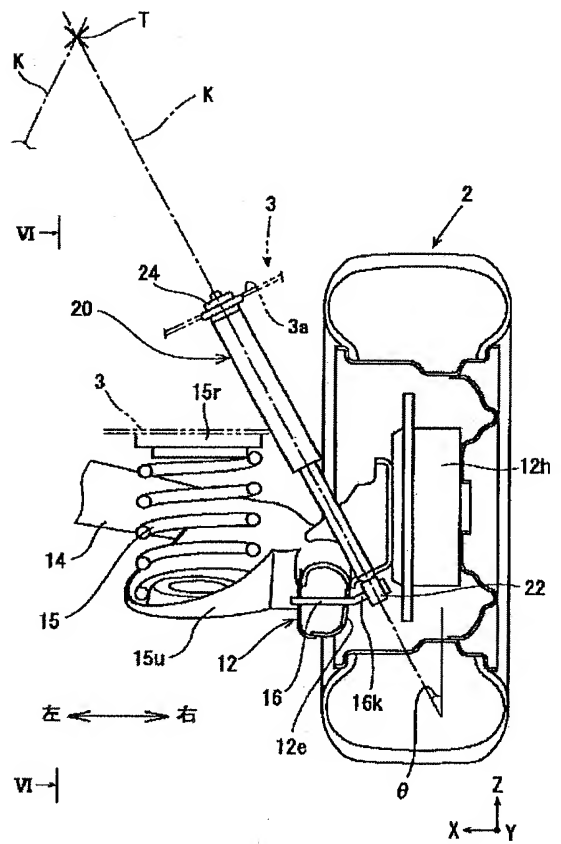
【図3】



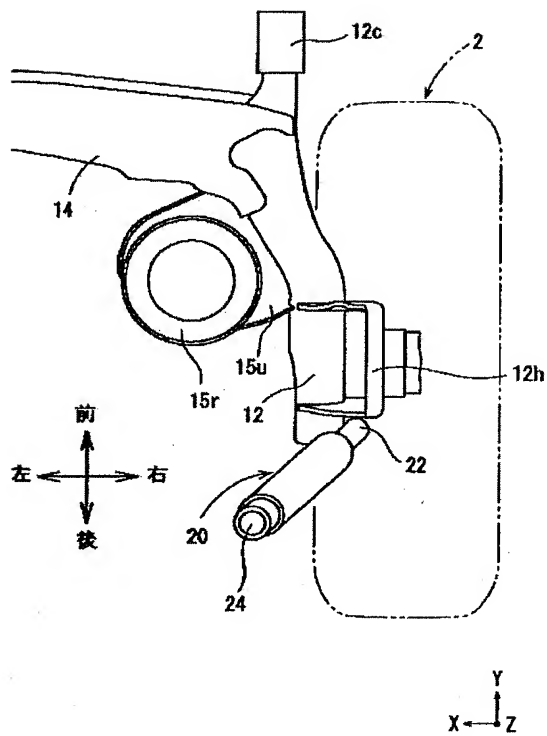
【図2】



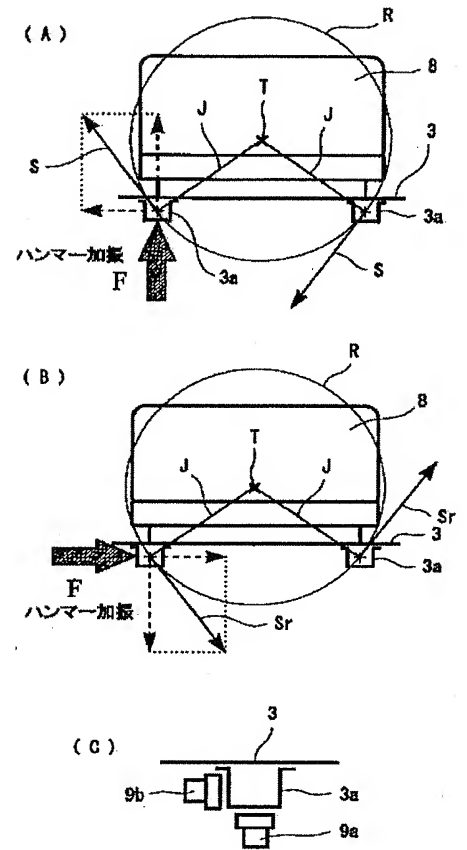
【図4】



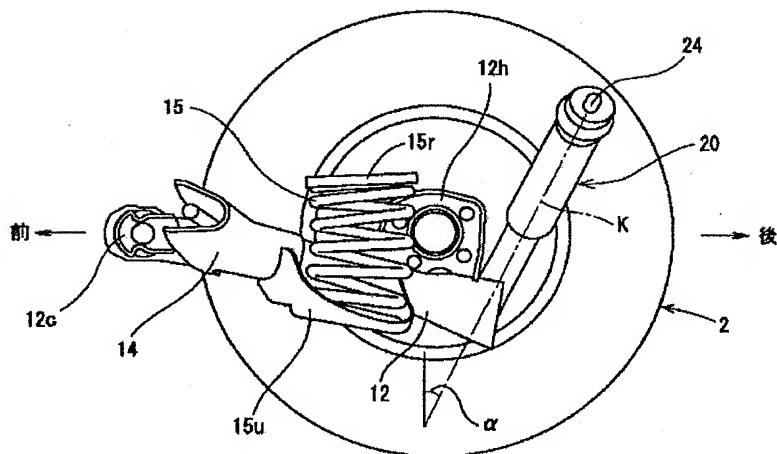
【図5】



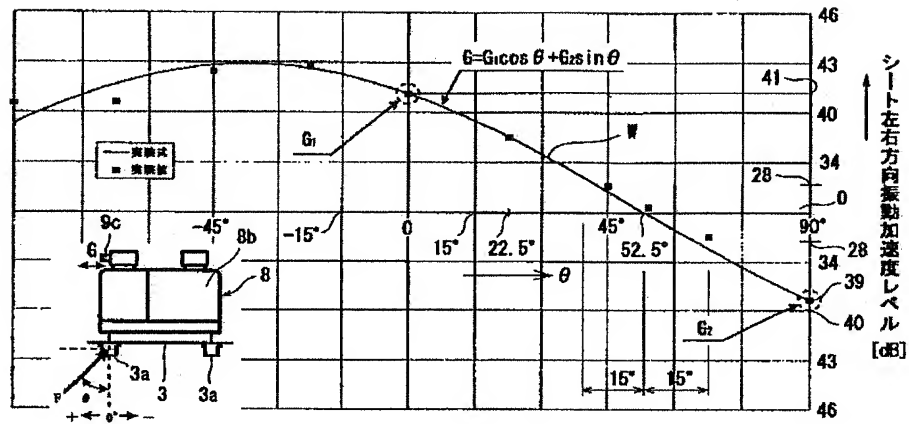
【図7】



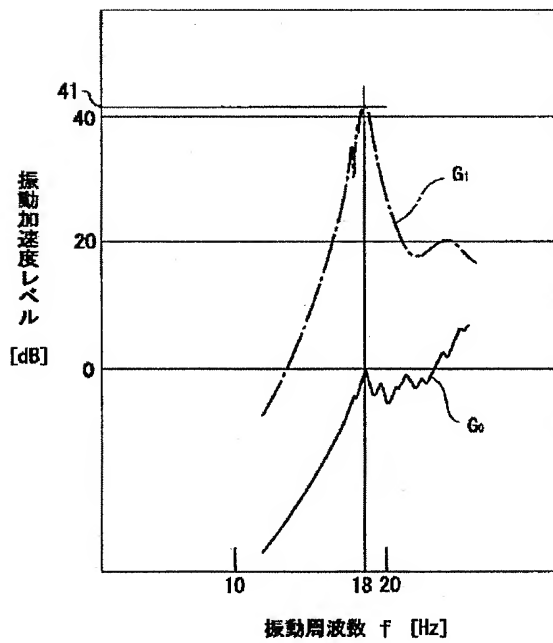
【図6】



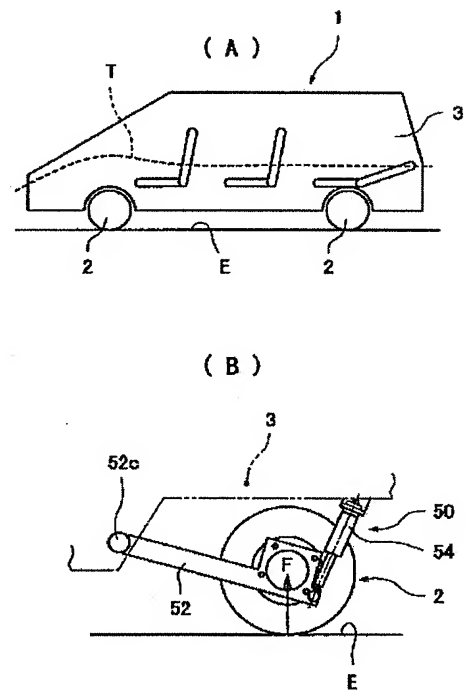
【図8】



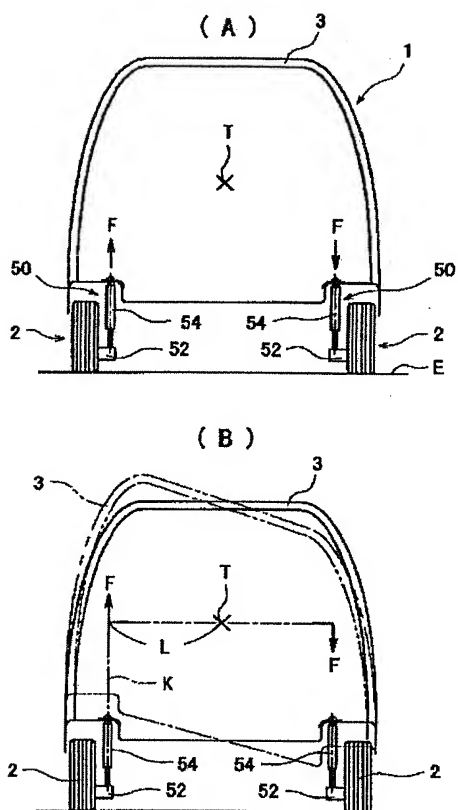
【図9】



【図10】



【图 1 1】



フロントページの続き

(72) 発明者 二階堂 高弘
愛知県刈谷市一里山町金山100番地 トヨ
タ車体株式会社内

Fターム(参考) 3D001 AA03 BA76 DA03